

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robotiky

Návrh dopravního systému mezioperační přepravy

Design of Transport System for Intermediate Operation

Transport

Student: Jiří Bělík

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jan Lipina, Ph.D

Ostrava 2018

Zadání bakalářské práce

Student:

Jiří Bělík

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2301R013 Robotika

Téma:

Návrh dopravního systému mezioperační přepravy
Design of Transport System for Intermediate Operation Transport

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

1. Analyzujte možnosti mezioperační přepravy.
2. Navrhněte varianty řešení mezioperační přepravy.
3. Vyberte optimální variantu.
4. Vybranou variantu zpracujte ve formě technického řešení. Doložte potřebnými výpočty a výkresovou dokumentací.
5. Proveďte zhodnocení dosažených výsledků.
6. Práci též doložte v elektronické podobě ve formátu editoru MS WORD a konstrukční řešení v CAD systému (podle pokynů vedoucího).

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] VŠB-TUO, FAKULTA STROJNÍ. *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce*. [online]. 2011, 18.11.2011 [cit. 2015-10-16]. Směrnice. Dostupné z: <http://robot.vsb.cz/file.php/zasady-pro-vypracovani-bp-dp-2011-11-18.pdf>
- [2] KONEČNÝ, Zdeněk. *Základy technické dokumentace*. Ostrava: VŠB v Ostravě, 2004. 86s. ISBN 80-248-0514-6.
- [3] BURKOVÍČ, Jan. *Projektování a provoz RTP*. 1. vyd. Ostrava: VŠB v Ostravě, 2004. 114s, ISBN 80-248-0709-2
- [4] BURKOVÍČ, Jan. *Mechanizace a automatizace výrobních zařízení*. 1. vyd. Ostrava: VŠB v Ostravě, 2003. 117s, ISBN 80-248-0513-8
- [5] MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení*. 1. vyd. Ostrava: VŠB v Ostravě, 1993. 108s. ISBN 80-7183-164-6.
- [6] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů strojní součástí*. 2. vyd. Brno: Computer press, 2003. 158s. ISBN 80-7226-311-0
- [7] KLEČKA, Jaroslav; FOŘT, Petr. *Technické kreslení*. 1. vyd. Brno: CP Books, 2005. 252s. ISBN 80-251-0498-2.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Lipina, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



prof. Dr. Ing. Petr Novák
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh
vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny
použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Bělík Jiří

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen, VŠB – TUO ‘‘) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

Podpis

Bělík Jiří

Bartošovice 62,

742 54 Bartošovice

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BĚLÍK, J. *Návrh dopravního systému mezioperační přepravy*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robotiky, 2018, 55 s. Vedoucí práce: Lipina, J.

Bakalářská práce se zabývá návrhem mezioperační přepravy kusového materiálu. V úvodní části byl popsán aktuální stav pracoviště a možnosti mezioperační přepravy. Na základě požadavkového listu byly zpracovány tři varianty řešení, ze kterých byla vícekritériální analýzou vybrána optimální varianta. Optimální varianta byla zpracována ve formě technického řešení, byly provedeny potřebné výpočty a navrženy jednotlivé komponenty. Z navrženého řešení byl vytvořen 3D model a následně zpracována výkresová dokumentace. V poslední části bylo navrženo a namodelováno celé pracoviště, včetně průmyslových robotů a potřebných příslušenství.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

BĚLÍK, J. *Design of Transport System for Intermediate Operation Transport*: Bachelor thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 2018, 55 p. Thesis head: Lipina, J.

The Bachelor thesis deals with the design of intermediate operations transport of piece material. In the introductory section the current state of the workplace and the possibilities of intermediate operations transport were described. Based on the request sheet three variants of the solution were processed from which the optimal variant was selected by multicriteria analysis. The optimal variant was processed in the form of a technical solution the necessary calculations were made and the individual components were designed. A 3D model was created from the design solution and then the drawing documentation was prepared. In the last part the entire workplace was designed and modelled including industrial robots and necessary accessories.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	9
Úvod.....	13
1 Analýza současného stavu a možností mezioperační přepravy	14
1.1 Analýza současného stavu pracoviště	14
1.2 Analýza možností mezioperační přepravy	15
1.2.1 Nízkozdvižné a vysoko zdvižné vozíky	15
1.2.2 Tažné soupravy.....	16
1.2.3 Automaticky řízené vozíky.....	17
1.2.4 Dopravníky	18
1.2.5 Lineární systémy	23
2 Požadavkový list	24
3 Návrh variant řešení mezioperační přepravy	25
3.1 Varianta I – Pásový dopravník	25
3.2 Varianta II – Dopravníková točna.....	26
3.3 Varianta III – Přesuvna s lineárním vedením.....	27
4 Výběr optimální varianty	28
5 Rozpracování optimální varianty	31
5.1 Popis technického řešení	31
5.2 Provozní specifikace dopravníku	32
5.2.1 Volba rychlosti	32
5.2.2 Dopravní výkon dopravníku	32
5.2.3 Počet kusů na dopravníku.....	32
5.2.4 Určení rozteče mezi kusy	32
5.2.5 Hmotnost dopravovaného materiálu na dopravníku.....	33
5.2.6 Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky dopravníku.....	33
5.3 Volba pásu.....	33
5.4 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	34
5.4.1 Hlavní odpory proti pohybu pásu	34
5.4.2 Vedlejší odpory	35
5.4.3 Odpor k překonání dopravní výšky	36
5.5 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku.....	36
5.5.1 Potřebný výkon na poháněcím bubnu	36
5.5.2 Potřebný výkon na motoru	36
5.6 Síly v pásu	36

5.6.1 Minimální tahová síla v pásu ve sbíhající větvi	36
5.6.2 Největší tah v pásu v nabíhající větvi.....	37
5.7 Velikost napínací síly	37
5.8 Síla v nosné a vratné větvi	37
5.8.1 Síla v nosné větvi.....	37
5.8.2 Síla ve vratné větvi	38
5.9 Kontrola pevnosti dopravního pásu	38
5.9.1 Dovolенý tah v pásu	38
5.9.2 Pevnostní podmínka	38
6 Návrh jednotlivých částí dopravníku	39
6.1 Návrh pohonu dopravníku.....	39
6.1.1 Otáčky bubnu.....	39
6.1.2 Volba motoru.....	39
6.1.3 Skutečná rychlost dopravníku	39
6.2 Výpočet přenosu kroutícího momentu pomocí hřídelového těsného pera.....	40
6.2.1 Výpočet účinné délky pera	40
6.2.2 Výpočet délky pera a kontrola kritického tlaku	41
6.3 Návrh a výpočet bubnu dopravníku	41
6.3.1 Hlavní tělo bubnu	41
6.3.2 Hřídel bubnu	44
6.4 Návrh a výpočet ložisek	47
6.4.1 Volba ložiska	47
6.4.2 Určení reakcí v ložiscích	48
6.4.3 Určení koeficientů X a Y	48
6.4.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	48
6.4.5 Výpočet základní trvanlivosti a porovnání s požadovanou trvanlivostí.....	48
7 Návrh pracoviště	49
8 Závěr	51
Seznam použité literatury	52
Seznam použitých norem.....	52
Seznam použitých zdrojů na internetu.....	52
Seznam příloh	53

Seznam použitých značek a symbolů

B	Šířka pásu	[m]
C	Základní dynamická únosnost ložiska	[N]
C_0	Základní statická únosnost ložiska	[N]
c_{II}	Součinitel snížení napětí	[-]
D	Průměr bubnu	[m]
d	Tloušťka pásu	[m]
$d_{1,2,3}$	Průměry hřídele bubnu	[m]
e	Mezní hodnota poměru F_a / F_r určující součinitele X a Y	[-]
f	Globální součinitel tření	[-]
F_a	Axiální zatížení ložiska	[N]
F_b	Odpor ohybu pásu na bubnech	[N]
F_{bA}	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	[N]
F_D	Velikost síly dovoleného tahu v pásu	[N]
F_e	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
F_H	Hlavní odpory pásového dopravníku	[N]
F_{Hd}	Hlavní odpory dolní větve pásového dopravníku	[N]
F_{Hh}	Hlavní odpory horní větve pásového dopravníku	[N]
F_{max}	Největší tah v pásu	[N]
F_N	Vedlejší odpory pásového dopravníku	[N]
F_{pero}	Zatěžující síla pera	[N]
F_r	Radiální zatížení ložiska	[N]
F_{St}	Odpor k překonání dopravní výšky	[N]
F_T	Vektorový součet tahů v pásu, působících na bubnu a tíhových sil hmot otáčejících se částí bubnu	[N]
F_t	Odpor v ložiskách bubnu	[N]
F_U'	Obvodová hnací síla	[N]
F_U	Obvodová hnací síla zvětšena o 10 %	[N]
F_{z1}	Velikost napínací síly při dopravě směrem k pohonu	[N]
F_{z2}	Velikost napínací síly při dopravě směrem od pohonu	[N]

F_1	Tah v pásu v nabíhající větvi	[N]
$F_{2, \min}$	Nejmenší tah v pásu ve sbíhající větvi	[N]
F'	Odhadovaný tah v pásu na bubnu	[N]
g	Tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
H	Dopravní výška	[m]
k	Počet kusů na dopravníku	[ks]
k_A	Koeficient bezpečnosti	[-]
k_{pero}	Koeficient bezpečnosti	[-]
k_X	Koeficient bezpečnosti	[-]
l	Délka dopravníku	[m]
L_h	Základní hodinová trvanlivost	[hod]
$L_{h\text{pož}}$	Požadovaná hodinová trvanlivost ložiska	[hod]
l_n	Délka poloviny nezatížené části bubnu spojitým zatížením	[m]
l_{pero}	Délka pera	[m]
l_q	Délka bubnu zatíženého spojitým zatížením	[m]
l_r	Vzdálenost mezi působišti sil $R_A - R_C$ a $R_B - R_D$	[m]
l'_{pero}	Účinná délka pera	[m]
$M_{o(A)}$	Maximální ohybový moment na bubnu v bodě A	[N.m]
$M_{o(B)}$	Maximální ohybový moment na bubnu v bodě B	[N.m]
$M_{o(C)}$	Maximální ohybový moment na bubnu v bodě C	[N.m]
$M_{o(D)}$	Maximální ohybový moment na bubnu v bodě D	[N.m]
M_{oX}	Maximální ohybový moment na bubnu v bodě X	[N.m]
M_K	Kroutící moment převodového motoru	[N.m]
m_k	Hmotnost jednoho kusu objektu manipulace	[kg]
m_1	Hmotnost dopravovaného materiálu na dopravníku	[kg]
m_p	Hmotnost 1 m ² dopravního pásu	[kg.m ⁻²]
m_{rd}	Hmotnost rotujících částí jednoho válečku dolní větve	[kg]
N	Dopravní výkon dopravníku	[ks.hod ⁻¹]
n	Výstupní otáčky hřídele elektromotoru	[min ⁻¹]
n_b	Otáčky hnacího bubnu	[s ⁻¹]
n_d	Počet válečků v dolní větvi	[ks]

P_A	Provozní výkon na poháněcím bubnu	[W]
P_M	Provozní výkon poháněcího motoru	[W]
p	Mocnitel dle druhu ložiska	[-]
p_D	Dovolený tlak náboje	[Pa]
p_{krit}	Kritický tlak na pero	
q_{rd}	Hmotnost rotujících částí válečků na 1 m délky dolní větve	[kg.m ⁻¹]
q	Spojitě zatížení bubnu	[N.m ⁻¹]
q_1	Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky dopravníku	[kg.m ⁻¹]
q_2	Hmotnost 1 m dopravního pásu	[kg.m ⁻¹]
R_A	Reakční síla na bubnu v bodě A	[N]
R_B	Reakční síla na bubnu v bodě B	[N]
R_C	Reakční síla na hřídeli v bodě C	[N]
R_D	Reakční síla na hřídeli v bodě D	[N]
$T_{(A)}$	Velikost posouvajících sil v místě A	[N]
$T_{(B)}$	Velikost posouvajících sil v místě B	[N]
$T_{(C)}$	Velikost posouvajících sil v místě B	[N]
$T_{(D)}$	Velikost posouvajících sil v místě B	[N]
$T_{(X)}$	Velikost posouvajících sil v místě X	[N]
t_d	Rozteč válečků v dolní větvi	[m]
t_k	Rozteč mezi kusy na dopravníku	[m]
t_l	Hloubka drážky v náboji	[m]
v	Rychlost dopravního pásu	[m.s ⁻¹]
v_{Skut}	Skutečná rychlost dopravního pásu	[m.s ⁻¹]
v_0	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu	[m.s ⁻¹]
W_{oA}	Modul průřezu v ohybu na hřídeli	[m ³]
W_{oX}	Modul průřezu v ohybu na bubnu	[m ³]
X	Součinitel podle poměru F_a / F_r	[-]
Y	Součinitel podle poměru F_a / F_r	[-]
Z	Velikost napínací síly	[N]
δ	Úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu	[m]
ξ	Součinitel rozběhu	[-]

η	Účinnost převodů	[-]
μ_1	Součinitel tření mezi pásem a kluznou deskou	[-]
μ_2	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem	[-]
σ_{oA}	Maximální ohybové napětí na hřídeli	[Pa]
σ_{DOV}	Dovolené napětí pásu v tahu	[N.mm ⁻¹]
σ_{ODOV}	Dovolené ohybové napětí	[Pa]
σ_{oX}	Maximální ohybové napětí na bubnu	[Pa]
σ_{Pt}	Mez pevnosti materiálu v tahu	[Pa]
φ	Úhel opásání poháněcího bubnu	[rad]
$\sum F_{ix}$	Součet sil působících ve směru osy X	[N]
$\sum F_{iy}$	Součet sil působících ve směru osy Y	[N]
$\sum M_{iA}$	Součet momentů působících na buben	[N.m]

Úvod

Ve všech výrobních systémech se uplatňuje mezioperační přeprava, která zahrnuje veškerý pohyb materiálu a rozpracovaných polotovarů. Mezioperační přeprava se uskutečňuje mezi stroji, jednotlivými technologickými pracovišti, kontrolními pracovišti a mezioperačními sklady.

Tato práce se zabývá mezioperační přepravou mezi dvěma lisy na lisovně. Součástí této práce je možnost robotizování celého pracoviště s použitím průmyslových robotů. Avšak hlavním výstupem práce je konstrukční návrh zařízení pro mezioperační přepravu včetně potřebných výpočtů a technické dokumentace. Návrh průmyslových robotů a koncového efektoru není řešen početně.

1 Analýza současného stavu a možností mezioperační přepravy

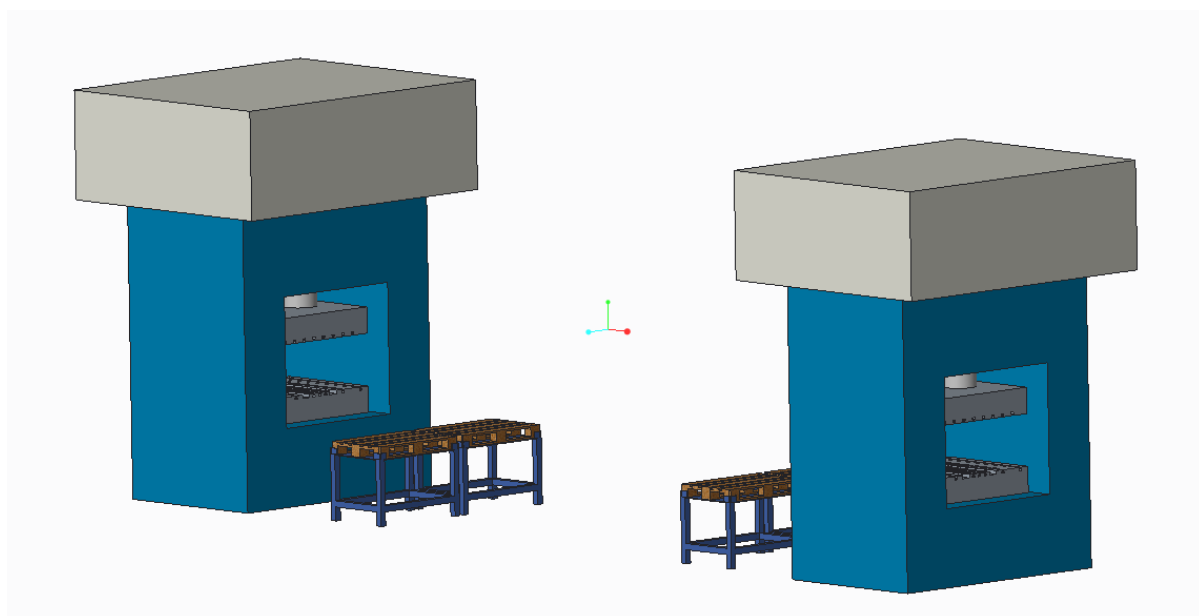
Mezioperační přeprava je netechnologická operace, tedy taková, při které se nemění tvar, fyzikální nebo chemické vlastnosti materiálu, ani se nezvyšuje užitná hodnota, ale je nezbytná k tomu, aby úspěšně proběhl výrobní proces [1, 2].

Úroveň mezioperační přepravy ovlivňuje řízení, plánovací činnost a pružnost výrobního systému. Hlavním cílem mezioperační přepravy a manipulace s ní spojené, je zajištění co nejplynulejšího materiálového toku a dosažení plynulého výrobního procesu. Účelně řešena mezioperační přeprava snižuje počty pracovníků zabývajících se touto činností, odstraňuje namáhavou, jednotvárnou a nekvalifikovanou práci, snižuje rozpracovanost výroby, potřebu výrobních a pomocných prostor a taky se podílí na nákladech na výrobu [3].

Tuto dopravu nám zajišťují různé druhy dopravních zařízení, které se konstrukčně liší podle druhu dopravovaného materiálu, druhu manipulace, množství přepravovaného materiálu, rychlosti přepravy a potřeb výrobního systému.

1.1 Analýza současného stavu pracoviště

Pracoviště, na kterém je řešena mezioperační přeprava je vybaveno dvěma lisy, z nichž každý vykonává jednu operaci na výlisku. V současné době pracují lisy nezávisle na sobě a to tak, že u každého lisu je pracovník, který z jedné palety odebírá vstupní materiál, vloží ho do lisu a po odlisování uloží výlisek na druhou paletu. Po naplnění palety je tato paleta vysokozdvíhým vozíkem převezena k druhému lisu. Po odlisování druhé operace jsou kusy odvezeny vysokozdvíhým vozíkem na další pracoviště.



Obr. 1.1 – Současný stav pracoviště

1.2 Analýza možností mezioperační přepravy

1.2.1 Nízkozdvižné a vysoko zdvižné vozíky

Nízkozdvižné a vysoko zdvižné vozíky jsou manipulační prostředky (zařízení), určené k přemísťování palet nebo beden s materiálem, případně samotného materiálu větších rozměrů. Velkou výhodou těchto vozíků je, že se pohybují po volné dráze, takže přeprava není omezoována směrem pohybu.

Nízkozdvižný vozík

Nízkozdvižný vozík je určený k manipulaci s materiálem na rovné zpevněné ploše. Je veden obsluhou, která obvykle kráčí vedle vozíku. Vzhledem k nízkému zdvihu (okolo 200 mm) neumožňuje stohování palet ani zakládání do regálů.

Nízkozdvižné vozíky mohou být buď mechanické, kdy pojezd i zdvih je ovládán lidskou silou, nebo mohou být elektrické. U elektrických je pojezd i zdvih ovládán elektromotorem, který je napájený z akumulátoru a ovládaný tlačítky na oji.

Vysoko zdvižný vozík

Vysoko zdvižný vozík je manipulační prostředek určený k přemísťování, stohování a zakládání materiálu do regálů. Podle způsobu obsluhy jsou vozíky buď ručně vedené, nebo s volantovým řízením.

Ručně vedené vysoko zdvižné vozíky jsou podobné nízkozdvižným ručně vedeným vozíkům, akorát jsou uzpůsobeny pro zvedání do větších výšek. Existují ruční mechanické s manuálním zdvihem a pojezdem, kdy nosnost je až 1 500 kg a výška zdvihu okolo 2 000 mm. Dále jsou elektrické s nosností až 2 000 kg a výškou zdvihu od 1 600 mm do 5 800 mm [11].

Vysoko zdvižný vozík s volantovým řízením je ovládán řidičem, který na vozíku jede. Výhodou těchto vozíků je vysoká nosnost (až 20 000 kg) a zdvih (speciální typy až 15 000 mm). Pohon vozíků může být jak elektromotor, tak i spalovací motor (benzínový, dieselový, LPG). Elektrických a plynových vozíků se využívá především v halách a uzavřených prostorech, z důvodu nižších emisí.



Obr. 1.2 – Mechanický nízkozdvižný a elektrický vysoko zdvižný vozík [11]



Obr. 1.3 – Vysokozdvížený vozík s volantovým řízením [12]

1.2.2 Tažné soupravy

Tažné soupravy se využívají k manipulaci s materiálem mezi jednotlivými výrobními středisky a zásobování montážních linek materiálem z výrobních skladů. Hlavním článkem je tahač, za kterým jsou zapojeny vozíky s materiálem. Tahače mají kolový podvozek, elektrický pohon na baterie (akumulátor) a prostor pro obsluhu. Prostor pro obsluhu je buď plošina, na které obsluha stojí, nebo sedačky kde obsluha během dopravy sedí. Vozíky tažené tahačem jsou plošiny na kolovém podvozku bez vlastního pohonu, na kterých je uložený materiál. Provedení úložného prostoru závisí na typu přepravovaného materiálu, mohou to být rovné plochy pro uložení palet nebo regály pro bedny či přímo jednotlivé dílce.

Tažné soupravy v oblasti výrobní logistiky a expedice mají oproti nízkozdvižným a vysokozdvížným vozíkům několik výhod. Tažné soupravy jsou schopny jedním tahačem s více vozíky rozvážet více materiálu najednou, tím se snižují pořizovací náklady (menší počet tahačů) i provozní náklady (menší počet řidičů, menší nároky na servis). Tažné soupravy potřebují menší manipulační prostor. Oproti vysokozdvížným vozíkům jsou i méně hlučné.



Obr. 1.4 – Vysokozdvížený vozík s volantovým řízením [13]

1.2.3 Automaticky řízené vozíky

Automaticky řízené vozíky (AGV- *Automated guided vehicle*), jsou manipulační vozíky, které k obsluze nepotřebují řidiče. Tyto vozíky ulehčují manipulaci s materiálem, zvyšují efektivitu mezioperační dopravy a snižují podniku náklady na lidskou práci. Vozíky umožňují bezobslužné přemísťování materiálu mezi jednotlivými pracovišti, dopravu materiálu do skladu a jeho následné založení nebo zásobování montážních linek [14].

Typy vozíků jsou různé, záleží na přepravovaném materiálu a druhu manipulace, kterou s ním mají provádět. Jsou to nízkozdvižné a vysoko zdvižné vozíky pro nakládání, vykládání a zakládání materiálu do regálu. Pro dopravu materiálu mezi pracovišti to jsou různé typy vozíků s plošinou, na kterých je materiál uložen, nebo je vozík konstruovaný jako tahač. Za tyto tahače se následně automaticky připojují další zařízení, na kterých je materiál uložen (těchto zařízení může být za sebou připojeno i více). Tyto zařízení mohou být taky automatizované a zajišťují bezobslužnou nakládku a vykládku materiálu [15, 16, 17].

Vozík je nejčastěji poháněný elektromotorem, který je napájený z akumulátoru. Podle míry vytížení vozíku se liší způsob dobíjení baterie. Vozíky mají automatický systém dobíjení baterií, kdy při nízkém stavu nabití zajede vozík k nabíjecí stanici, kde se přes kontaktní body v podlaze spojí s nabíječkou. Pokud je potřeba, aby vozík pracoval nepřetržitě, je pracoviště vybaveno automatickou stanicí výměny baterií. Stanice samočinně vyjme z vozíku prázdnou baterii, připojí ji k nabíječce a vloží do vozíku nabitou baterii. Další možností je, že je vozík průběžně dobíjen na trase, například při nakládání a vykládání materiálu [16].

K zajištění bezpečnosti provozu jsou vozíky vybaveny aktivními a pasivními bezpečnostními systémy. Mezi tyto systémy patří například laserový skener, který snímá trasu ve směru jízdy a zabráňuje kolizím s osobami. Dále světelné závory, nouzové STOP tlačítka, výstražná světla a ochranné nárazníky [16].

Pokud na jednom pracovišti pracuje více vozíků, je potřeba jejich provoz řídit. Pro celkovou jejich správu jsou vozíky podřízeny centrálnímu řídicímu systému, který navíc může být propojen s výrobními stroji, roboty nebo montážní linkou. Tento systém vybírá volné vozíky, určuje jim co, odkud a kam mají převážet. Řídí mezi nimi provoz, vybírá jim volné trasy a určuje přednosti v jízdě při křížení tras [15, 17].

Pro vedení trasy vozíků existuje několik způsobů navádění, které se mohou mezi sebou kombinovat. Níže jsou popsány tři základní typy navádění vozíků. Pro případ, že by došlo k poruše nebo k havárii, jsou některé vozíky vybaveny ručním ovládáním, tak aby bylo možné dokončit manipulaci s materiálem.

Indukční navádění

Tyto vozíky jsou naváděné pomocí signálů vysílaných vodičem. Vodič je uložený v podlaze v ose jízdní dráhy a je napájený vysokofrekvenčním signálem, který kolem sebe vysílá signál pomocí magnetického pole. Pokud je v podlaze uloženo více jízdních drah, pracuje každý vodič na jiné frekvenci. Vozík uvedený na dráhu nese dvojici přijímacích indukčních cívek, které jsou umístěny na stranách vozíku. Při pojezdu vozíku nad vodičem se v cívkách indukuje napětí. Jestliže je dvojice cívek umístěna symetricky podél vodiče

v podlaze, indukují se na obou cívkách stejně velké napětí, to značí, že je vozík ve správné poloze a kopíruje předepsanou dráhu [17, 18].

Laserové navádění

Manipulační prostředek je naváděný na základě údajů o jeho poloze vůči referenčním bodům. Údaje jsou pořizovány pomocí laserového paprsku v reálném čase. Laserový paprsek vychází z laserové hlavičky, která je umístěná na manipulačním prostředku a neustále se otáčí. V prostoru, kde se má manipulační prostředek pohybovat, jsou rozmístěny odrazové plochy (referenční body), od kterých se paprsek odráží. Informace o paprsku zpracovává řídicí počítač, který vozíku dává řídicí instrukce (natočení kol, změna rychlosti, apod.) [2].

Magnetické navádění

Tento způsob navádění využívá magnetické pásy, které jsou nalepené na podlaze ve směru dráhy. Na podvozku vozíku je snímač, který snímá pásku, podle které určuje trasu. Výhodou tohoto způsobu je, že se pásy dají lehce odstranit a přelepit jinde, čímž můžeme efektivně měnit trasu.



Obr. 1.5 – Automaticky řízený vozík [19]

1.2.4 Dopravníky

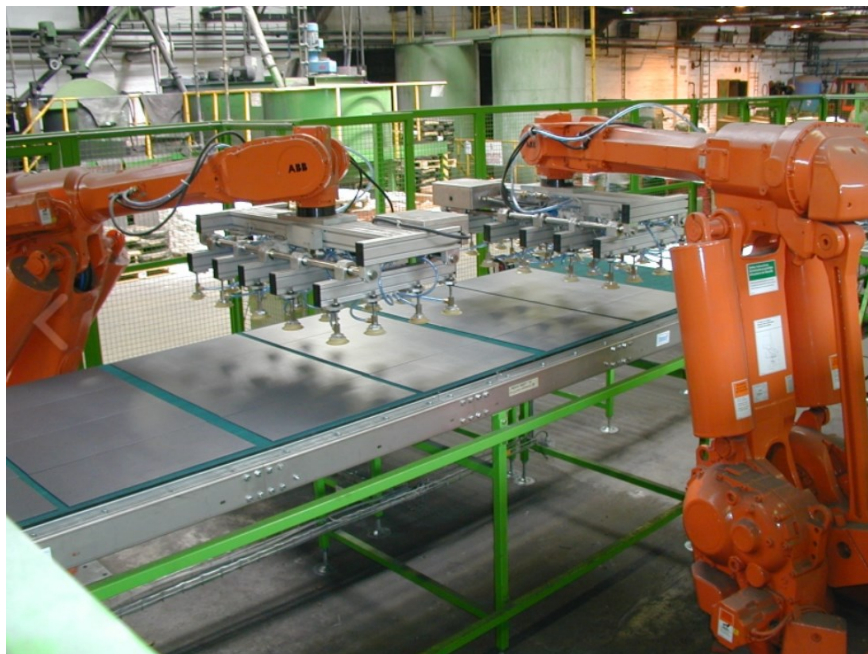
Dopravníky jsou dopravní zařízení k přepravě materiálů, který nesou nebo tlačí po přesně určené dráze. Materiál je přepravován buď jednotlivě, nebo v dávkách (např. uložený na paletě). Z hlediska chodu pracují plynule nebo přerušovaně, kdy slouží zároveň jako zásobníky. Podle druhu, tvaru, velikosti, váhy a vlastností materiálu, potřeb výrobního systému a dalších specifikací existuje několik druhů dopravníků, které jsou konstrukčně uzpůsobeny pro tyto požadavky [1, 4].

1.2.4.1 Pásový dopravník

Pásový dopravník slouží k přepravě sypkých, ale i kusových materiálů. Dopravníky mohou být konstruovány jako vodorovné, pro přepravu ve vodorovném směru nebo šikmé, pro změnu výšky, do které má být materiál dopraven. Z hlediska umístění na pracovišti mohou být stabilní (pevně ukotveny k zemi) nebo mobilní (přemístitelné).

Materiál je zde přepravovaný pomocí nekonečně dlouhého dopravního pásu, který obíhá kolem hnacího a hnaného bubnu a je napínán pomocí napínacího zařízení.

Výhodou pásových dopravníků je jednoduchá konstrukce, snadná ovladatelnost, velký dopravní výkon, plynulá doprava a s použitím přídatných zařízení možnost použití v různých provozech průmyslu [1, 5].



Obr. 1.6 – Pásový dopravník [20]

1.2.4.2 Válečkový dopravník (válečková trať)

Válečkový dopravník slouží k přepravě pouze kusových materiálů. Hlavním prvkem dopravníku jsou přepravní válečky. Válečky jsou otočně (kolem osy válečku) upevněny k rámu dopravníku. Důležité je, aby dopravovaný předmět ležel současně alespoň na třech válečkách vedle sebe, tak aby nedošlo k propadnutí materiálu mezi a válečky a následnému zablokování válečků [1, 5].

Šířka, délka, průměr, nosnost a rozteč válečků závisí na velikosti, tvaru a množství dopravovaných předmětů, ale výroba válečků se provádí v normalizovaných délkách a průměrech.

Dopravník může být konstruován jak v přímých úsecích, tak i v obloukových úsecích. Obloukové úseky jsou řešeny nahrazením válečků kónickými tělesy, jejichž povrchové přímky leží v rovině trati [5].

Z hlediska pohonu může být dopravník nepoháněný nebo poháněný:

Nepoháněný dopravník (gravitační)

Na nepoháněných válečkových dopravnících se přesun materiálu řeší buď ručním posuvem, nebo je dopravník vyspádovaný tak, aby došlo k pohybu dopravovaného předmětu vlastní tíhou.

Poháněný dopravník

Zde jsou válečky poháněny a přesun materiálu se uskuteční přenosem tření mezi válečkem a materiálem. Poháněný je buď každý váleček zvlášť, samostatným motorem (elektrobubnem), toho se využívá pro přepravu velmi těžkých materiálů nebo je soustava válečků navzájem spojená řetězem, řemenem a tato soustava je připojena na jeden elektromotor.



Obr. 1.7 – Válečkový dopravník [20]

1.2.4.3 Řetězový dopravník

Unášecím prvkem řetězového dopravníku je jeden nebo dvojice řetězů. Každý z řetězů je spojen jako nekonečný. Kromě řetězů jsou součástí dopravníku dvě ozubená kola, jedno hnací a druhé hnané, mezi kterými je řetěz napnut.

Pohon je opět řešen samostatným elektromotorem, který je spolu s převodovkou spojen s hnacím ozubeným kolem.

Aby se zabránilo prověšení řetězu, bývá řetěz podepřen válečky nebo vodícími kluznými lištami.

Řetězové dopravníky se převážně používají pro přepravu ve vodorovném směru. Na řetězy ale mohou být připevněny nosné prvky, opěrky, které jsou rozměrově a tvarově přizpůsobeny přepravovanému předmětu, potom je možná přeprava i v jiném než vodorovném směru.



Obr. 1.8 – Řetězový dopravník [20]

1.2.4.4 Podvěsný dopravník

V případě podvěsného dopravníku, se přepravovaný materiál pohybuje pod dopravníkem. Hlavní výhodou je, že jeho dopravní dráha může vést libovolným místem pracovního prostoru (využití např. nadpodlažního prostoru) a tím může obcházet různé prostorové překážky [1, 5].

Přeprava probíhá po konstrukci dopravníku, na níž jsou zavěšeny unášče s přepravovaným materiálem. Tyto unášče mohou být taženy řetězem.

Tyto dopravníky jsou vhodné např. pro linku povrchové úpravy.



Obr. 1.9 – Podvěsný dopravník [20]

1.2.4.5 Řemenový dopravník

Řemenový dopravník se používá především pro přepravu rozměrných kusových materiálů, kdy jeden rozměr mnohonásobně převažuje ostatní (tyče, hranoly, ...). Přeprava materiálů se uskutečňuje ve vodorovném směru.

Tažným prvkem je zde řemen, který je napnut mezi hnací a hnaný buben. Pohon hnacího bubnu je jako u předchozích dopravníků řešený elektromotorem a převodovkou nebo elektrobubnem. Řemen je dále podpírán plastovým kluzným vedením, aby nedocházelo k jeho prověšování. Podle potřeby přepravovaného materiálu může být dopravník řešen více řemeny vedle sebe.



Obr. 1.10 – Řemenový dopravník [20]

1.2.4.6 Dopravníková točna

Dopravníková točna se umísťuje do přímých dopravníkových systémů a slouží ke změně směru dopravy. Dopravníková točna se skládá ze dvou základních částí. Z horní otočné části, na které je umístěný nějaký typ hnaného dopravníku (např. pásový, válečkový, řetězový) s vlastním pohonem a ze spodní části, která je tvořena rámem, otočným mechanismem a pohonem otočného mechanismu. Otočným mechanismem bývá nejčastěji ložisková otoč s válečky nebo kuličkami. Pohonem může být, elektromotor, servomotor nebo krokový motor. Točivý moment z pohonu na otočný mechanismus je realizován např. ozubeným nebo řetězovým převodem.

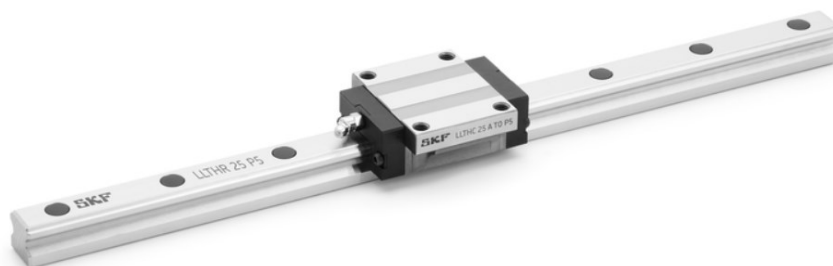


Obr. 1.11 – Řemenový dopravník [21]

1.2.5 Lineární systémy

Lineární systém je kombinace lineárního pohonu a lineárního vedení, které umožňují lineární pohyb dílce (případně části stroje). Jejich výhody jsou vysoká přesnost a regulovatelnost polohování. Lineární systémy nacházejí uplatnění např. v CNC strojích, jednoúčelových strojích, víceosých systémech, zařízeních pro manipulaci ale i v mnoha dalších aplikacích různých průmyslů.

Lineární vedení se skládá z profilové kolejnice, která je vyrobena z tvrzené oceli a vozíků, který pojíždí po kolejnici. Mezi kolejnicí a vozíkem jsou umístěny valivé segmenty (kuličky nebo válečky), které umožňují velmi přesný lineární pohyb s malým třením. Díky tomu, že jsou vozíky na kolejnici uloženy s předpětím, pojmu síly působící ze všech směrů příčně k pohybu a momenty okolo os.



Obr. 1.12 – Lineární vedení [22]

Lineární systémy jsou poháněny krokovými motory, ke kterým je připojen kuličkový šroub. Kuličkový šroub převádí rotační pohyb na lineární. Skládá se z kuličkového šroubu a kuličkové matice, mezi kterými jsou vloženy kuličky. Díky kuličkám má šroub velkou přesnost, velmi nízké tření a vysokou účinnost. V některých případech, kdy stačí menší přesnost, se místo kuličkového šroubu používá řetěz nebo ozubený řemen.



Obr. 1.13 – Kuličkový šroub s kuličkovou maticí [22]

2 Požadavkový list

NÁZEV POŽADAVKU	HODNOTA-POPIS
Objekt manipulace	Nerezové výlisky
Povrch objektu manipulace	Lehký olejový film
Max. rozměry objektu manipulace	Ø1000 mm
Max. hmotnost objektu manipulace	15,5 kg/ks
Pracovní takt*	4 ks / min
Dopravní vzdálenost	9000 mm
Výška pracovní plochy dopravního systému	800 až 1000 mm
Pracovní prostředí	Normální podmínky

*Pracovní takt:

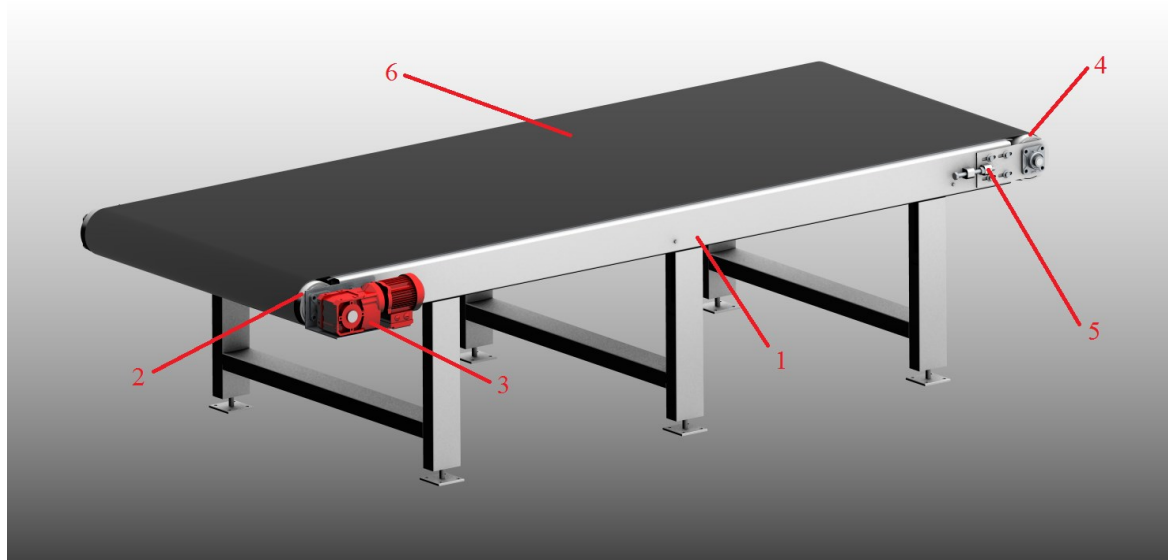
1ks za 15 vteřin; tzn. 4ks/min (včetně vyjmutí a vložení materiálu)

3 Návrh variant řešení mezioperační přepravy

Na základě požadavkového listu byly vypracovány 3 různé varianty dopravního systému (zařízení). Každá varianta byla vypracována ve formě zjednodušeného 3D modelu v CAD systému PTC Creo Parametric a níže bude popsána.

3.1 Varianta I – Pásový dopravník

Jako první varianta byl zvolený pásový dopravník. Pásový dopravník se skládá z nosné konstrukce (1), která je tvořena ocelovými profily. Na nosné konstrukci je připevněn hnací buben (2), který je poháněn elektromotorem s převodovkou (3). Na druhé straně nosné konstrukce je upevněn vratný buben (4) s napínacím mechanismem (5). Vratný buben je uložený na nosné konstrukci posuvně a pomocí napínacích šroubů se nastaví napnutí pásu. Kolem obou bubnů obíhá dopravní pás (6), ten je ze spodní strany podepírán podpěrnými válečky a na horní straně se smýká po vodícím plechu.



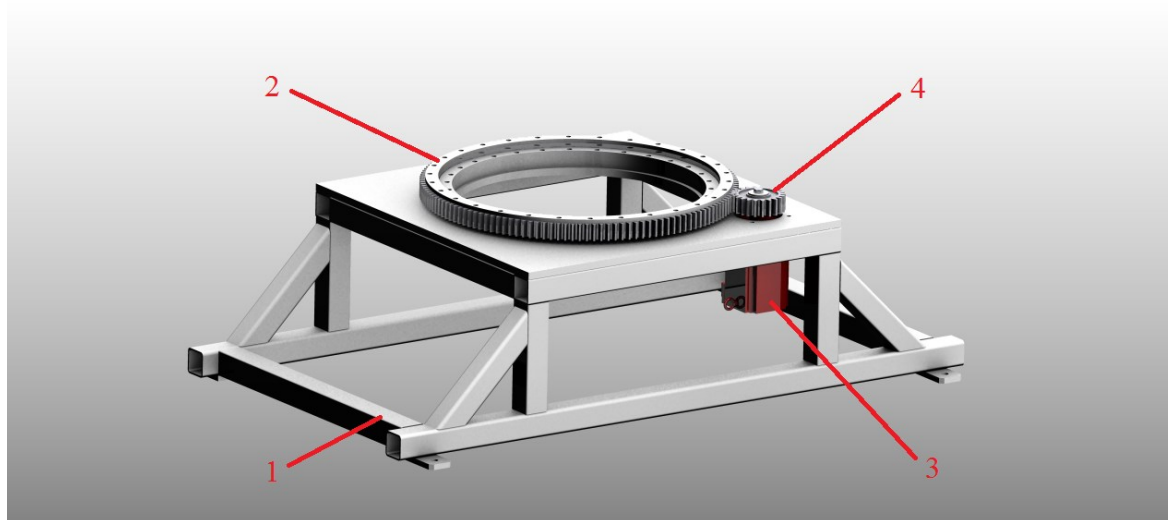
Obr. 3.1 – VARIANTA I – Pásový dopravník



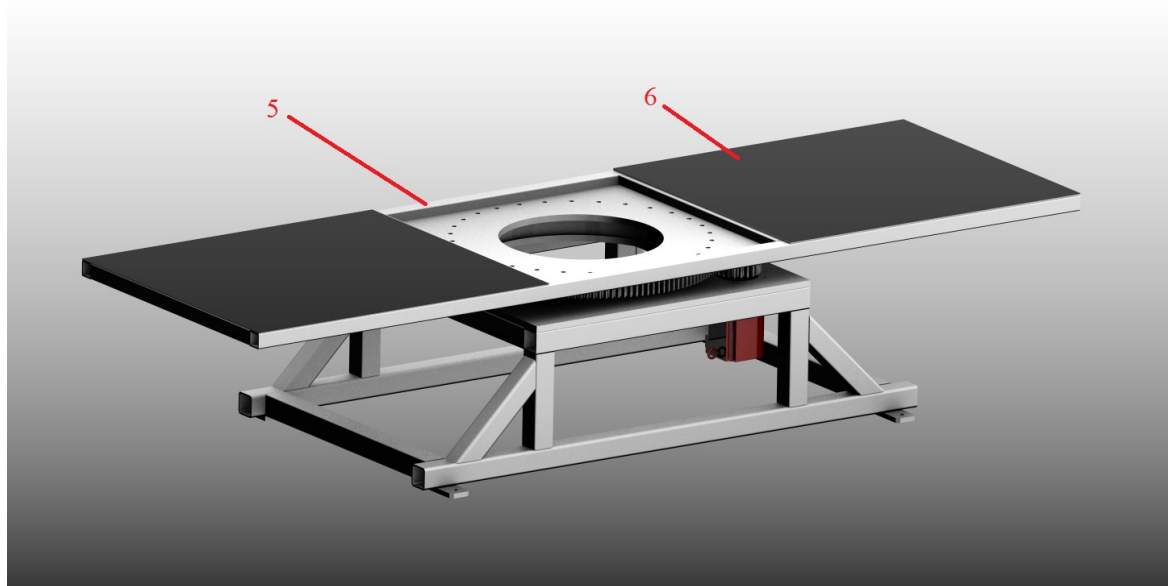
Obr. 3.2 – VARIANTA I – Detail napínacího mechanismu

3.2 Varianta II – Dopravníková točna

Druhou variantu představuje dopravníková točna. Dopravníková točna se skládá ze dvou hlavních částí a to ze spodní pevné a horní otočné části. Spodní část je složená ze spodního rámu z ocelových profilů (1), na kterém je přišroubované ložisko se zkříženými válečky a vnějším ozubením (2). Pohon zajišťuje servomotor (3), na kterém je nalisováno ozubené kolečko (4). Horní otočnou část tvoří horní rám z ocelových profilů (5). Plochy horního rámu určené pro umístění objektu manipulace jsou pokryty protiskluzovou podložkou z gumy (6).



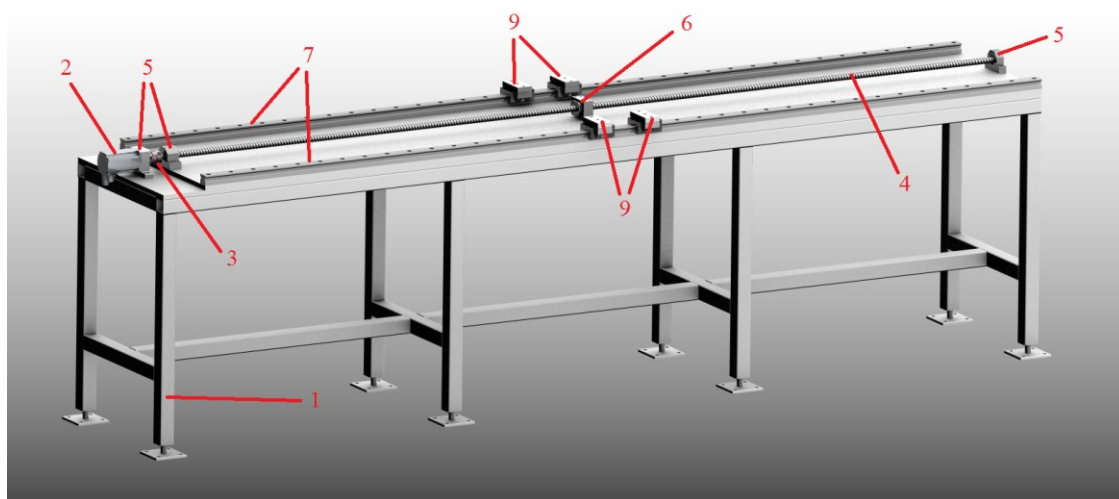
Obr. 3.3 – VARIANTA II – Dopravníková točna – spodní část



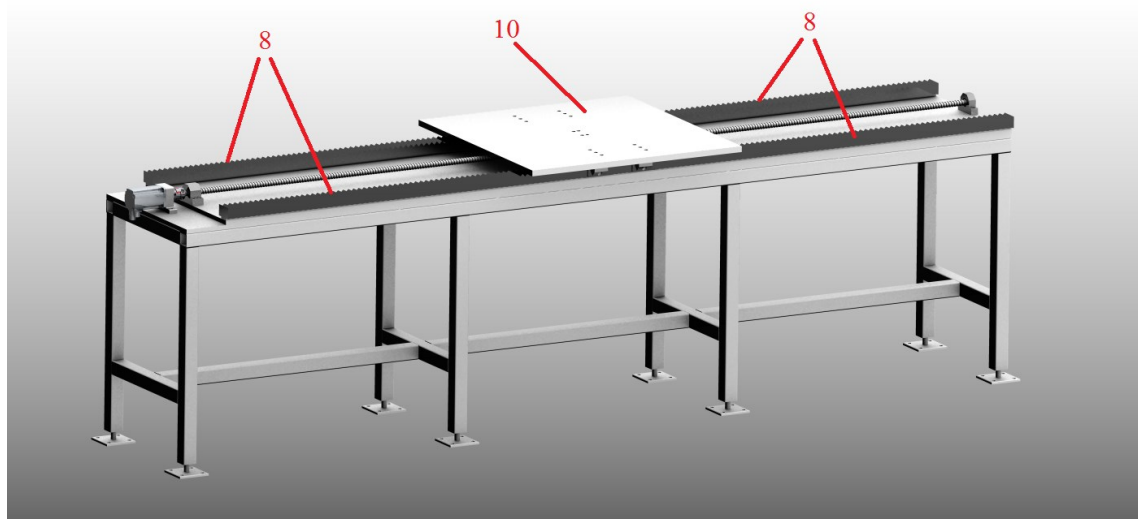
Obr. 3.4 – VARIANTA II – Dopravníková točna

3.3 Varianta III – Přesuvna s lineárním vedením

Třetí variantou je přesuvna s lineárním vedením. Základem této varianty je nosný rám z ocelových profilů (1). Pohonem je krokový motor (2), který je přes pružnou hřídelovou spojku (3) spojený s kuličkovým šroubem (4). Krokový motor i kuličkový šroub jsou uloženy v ložiskových tělesech (5). Kuličkový šroub společně s maticí (6) převádí rotační pohyb na pohyb lineární. Na nosném rámu je přišroubováno lineární vedení (7). Lineární vedení je chráněno krycími měchy (8) proti vniknutí nečistot. Po lineárním vedení jezdí 4 pojezdové vozíky (9), na kterých je přišroubovaná manipulační deska (10), určená k uložení objektu manipulace.



Obr. 3.5 – VARIANTA III – Přesuvna s lineárním vedením – hlavní části



Obr. 3.6 – VARIANTA III – Přesuvna s lineárním vedením

4 Výběr optimální varianty

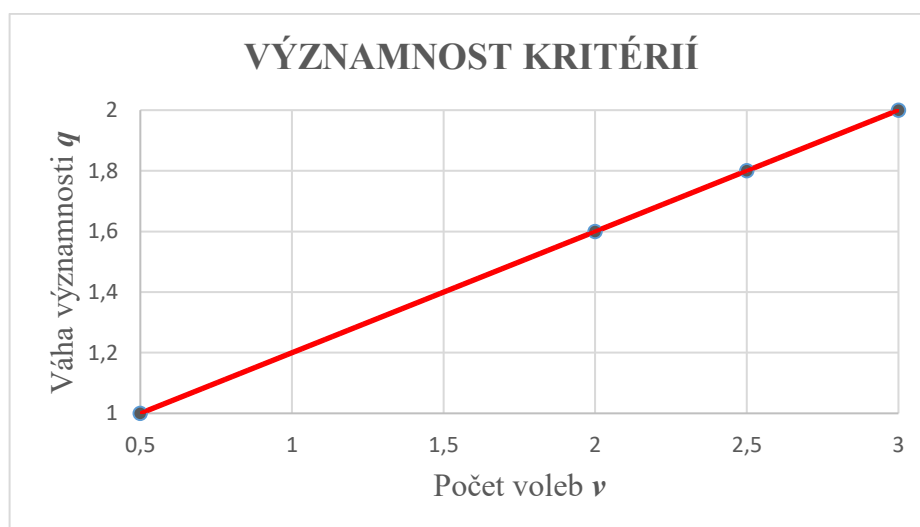
Vícekritériální analýzou byl proveden výběr optimální varianty. Bylo zvoleno několik kritérií, mezi kterými se určila váha významnosti metodou porovnávání v trojúhelníku párů. Jednotlivým variantám byly udělené hodnoty těchto kritérií. Na základě váhy významnosti a hodnot kritérií byla provedená hodnotová analýza a vybrána optimální varianta.

OZNAČENÍ KRITÉRIA	NÁZEV KRITÉRIA	POPIS KRITÉRIA
K1	Cena	Přibližná pořizovací cena
K2	Zastavěná plocha	Plocha potřebná pro provoz zařízení
K3	Pracovní takt	Dodržení pracovního taktu
K4	Bezpečnost	Bezpečnost zařízení
K5	Údržba	Náročnost zařízení na údržbu

Tab. 4.1 – Kritéria hodnocení

POROVNÁVANÉ PÁRY KRITÉRIÍ				POČET VOLEB v	POŘADÍ	VÁHA VÝZNAMNOSTI q
K1	K1	K1	K1	2	3	1,6
	K2	K3	K4	–		
	K2	K2	K2	3	1	2
	K3	K4	K5	–		
		K3	K3	2	3	1,6
		K4	K5	–		
				K4	2	1,8
				K5	5	1

Tab. 4.2 – Určení významnosti kritérií



Obr. 4.1 – Závislost váhy významnosti na počtu voleb

VÝZNAMNOST KRITÉRIÍ	
Nejvyšší	2
Nejnižší	1

Tab. 4.3 – Významnost kritérií

HODNOTY KRITÉRIÍ	
Vysoká úroveň	6
Dobrá úroveň	5
Průměrná úroveň	4
Nízká úroveň	3
Nevyhovující úroveň	2
Nepříznivý stav	1

Tab. 4.4 – Stupnice hodnocení kritérií

KRITÉRIUM	VARIANTA I	VARIANTA II	VARIANTA III
K1 – Cena	4	4	3
K2 – Zastavěná plocha	5	2	5
K3 – Pracovní takt	6	4	4
K4 – Bezpečnost	4	3	4
K5 – Údržba	5	5	5

Tab. 4.5 – Hodnocení všech variant

KRITÉRIUM	VARIANTA I – Pásový dopravník		
	HODNOTA	VÁHA VÝZNAMNOTI q	VÁŽENÝ INDEX KRITÉRIA
K1	4	1,6	6,4
K2	5	2	10
K3	6	1,6	9,6
K4	4	1,8	7,2
K5	5	2	10
CELKOVÝ SOUČET VÁŽENÝCH INDEXŮ VARIANTY I			43,2

Tab. 4.6 – Hodnotová analýza varianty I

KRITÉRIUM	VARIANTA II – Dopravníková točna		
	HODNOTA	VÁHA VÝZNAMNOTI q	VÁŽENÝ INDEX KRITÉRIA
K1	4	1,6	4,8
K2	2	2	10
K3	4	1,6	6,4
K4	3	1,8	7,2
K5	5	2	40
CELKOVÝ SOUČET VÁŽENÝCH INDEXŮ VARIANTY II			32,2

Tab. 4.7 – Hodnotová analýza varianty II

KRITÉRIUM	VARIANTA III – Přesuvna s lineárním vedením		
	HODNOTA	VÁHA VÝZNAMNOSTI q	VÁŽENÝ INDEX KRITÉRIA
K1	3	1,6	4,8
K2	5	2	10
K3	4	1,6	6,4
K4	4	1,8	7,2
K5	5	2	10
CELKOVÝ SOUČET VÁŽENÝCH INDEXŮ VARIANTY III			38,4

Tab. 4.8 – Hodnotová analýza varianty III

VARIANTA	CELKOVÝ SOUČET VÁŽENÝCH INDEXŮ	POŘADÍ
I – Pásový dopravník	43,2	1.
II – Dopravníková točna	32,2	3.
III – Přesuvna s lin. vedením	38,4	2.

Tab. 4.9 – Vyhodnocení hodnotové analýzy

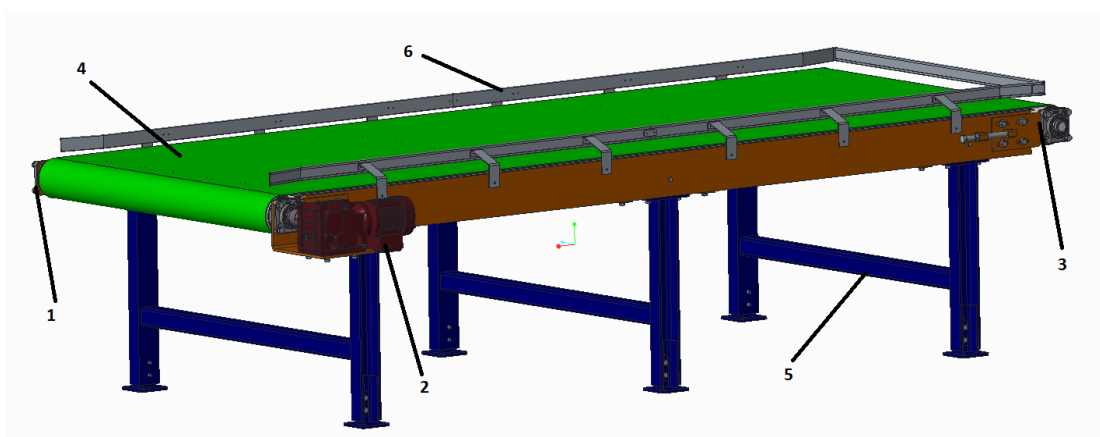
Po provedení hodnotové analýzy byla vybrána jako optimální **Varianta I – Pásový dopravník**.

5 Rozpracování optimální varianty

Dle hodnotové analýzy byla vybrána optimální varianta, která byla zpracována ve formě detailního 3D modelu, výkresové dokumentace a potřebných výpočtů. Pro výpočet výkonu a tahových sil dopravníku bylo čerpáno literatury [6] a z norem [9, 10].

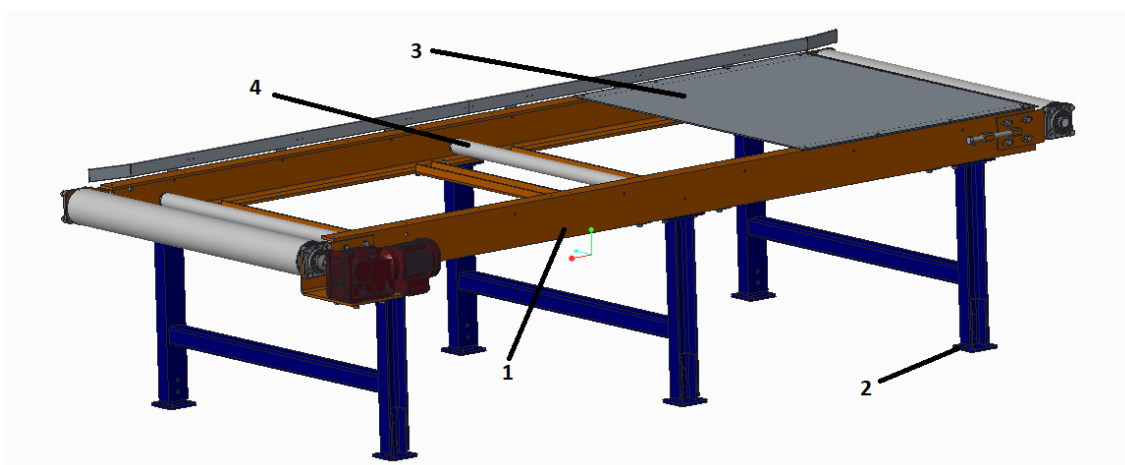
5.1 Popis technického řešení

Optimální varianta se skládá z hnací stanice (1), která je přes pružnou hřídelovou spojku poháněná elektromotorem s kuželočelní převodovkou (2), hnané stanice s napínacím mechanismem (3), dopravního pásu (4), rámu dopravníku (5), bočního a koncového vedení dopravovaného materiálu (6).



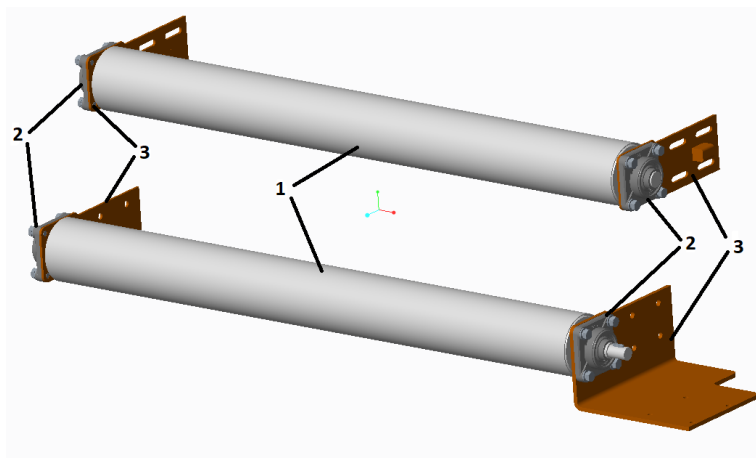
Obr. 5.1 – Dopravník

Rám dopravníku (1) je svařenec z normovaných železných profilů, na kterém jsou ve spodní části přišroubovány stavitelné nožky (2) pro vyrovnaní dopravníku na podlaze. V horní větvi se dopravní pás smýká po kluzném plechu (3), ve spodní větvi je podpírán podpěrnými válečky (4).



Obr. 5.2 – Rám dopravníku

Hnací a hnaná stanice se skládají z bubnu (1), který je svařený z normovaného profilu trubky, dvou čel a hřídele. Buben je na každé straně uložen v ložiskovém domku (2), který je přišroubovaný na držák bubnu (3). Pomocí držáků bubnu je každá stanice připevněna k rámu dopravníku.



Obr. 5.3 – Hnací a hnaná stanice

5.2 Provozní specifikace dopravníku

5.2.1 Volba rychlosti

$$v = 0,1 \text{ m.s}^{-1}$$

Rychlost dopravníku byla zvolena dle normy ČSN 26 3007 [9]

5.2.2 Dopravní výkon dopravníku

$$N = 4 \text{ ks.min}^{-1} \tag{5.1}$$

$$N = 4 \cdot 60 = 240 \text{ ks.hod}^{-1}$$

5.2.3 Počet kusů na dopravníku

$$k = \frac{N \cdot l}{3600 \cdot v} \tag{5.2}$$

$$k = \frac{240 \cdot 4,500}{3600 \cdot 0,1}$$

$$k = 3 \text{ ks}$$

5.2.4 Určení rozteče mezi kusy

$$t_k = \frac{3600 \cdot v}{N} \tag{5.3}$$

$$t_k = \frac{3600 \cdot 0,1}{240}$$

$$t_k = 1,500 \text{ m}$$

5.2.5 Hmotnost dopravovaného materiálu na dopravníku

$$m_1 = m_k * k \quad (5.4)$$

$$m_1 = 15,500 * 3$$

$$m_1 = 46,500 \text{ kg}$$

5.2.6 Hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky dopravníku

$$q_1 = \frac{m_1}{l} \quad (5.5)$$

$$q_1 = \frac{46,500}{4,500}$$

$$q_1 = 10,333 \text{ kg.m}^{-1}$$

5.3 Volba pásu

Byl vybrán dopravníkový pás *PVC PÁS – F32 – 14* s vlastnostmi uvedenými v tabulkách *Tab. 5.1 a Tab. 5.2*.

VLASTNOST	HODNOTA
Počet vrstev	3, příčně tuhé
Horní vrstva – materiál	PVC
Horní vrstva – povrch	hladký
Horní vrstva – barva	zelená
Spodní vrstva – materiál	tkanina
Spodní vrstva – povrch	hladký, antistatický
Spodní vrstva – barva	bílá

Tab. 5.1 – Konstrukce pásu [23]

VLASTNOST	HODNOTA	JEDNOTKA
Šířka	1200	[mm]
Tloušťka	3,55	[mm]
Váha	4,3	[kg.m ⁻²]
Provoz	na kluzné desce	[-]
Koeficient tření	0,18	[-]
Dovolené napětí v tahu	8	[N.mm ⁻¹]
Minimální průměr bubnu	80	[mm]
Provozní teploty	-15 až +90	[°C]
Chemická odolnost	omezená	[-]
Způsob spojování	mechanickými sponami	[-]

Tab. 5.2 – Technické údaje pásu [23]

Hmotnost 1 m pásu

$$q_2 = B * m_p \quad (5.6)$$

$$q_2 = 1,200 * 4,300$$

$$q_2 = 5,160 \text{ kg.m}^{-1}$$

5.4 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu

Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu, se určí součtem všech odporů [6, 10].

$$F_U' = F_H + F_N + F_{St} \quad (5.7)$$

$$F_U' = 133,183 + 46,164 + 0$$

$$F_U' = 179,347 \text{ N}$$

Z důvodu nepřesnosti výpočtů je obvodová síla zvětšena o 10 %.

$$F_U = F_U' * 1,1 \quad (5.8)$$

$$F_U = 179,347 * 1,1$$

$$F_U = 197,282 \text{ N}$$

5.4.1 Hlavní odpory proti pohybu pásu

$$F_H = F_{Hh} + F_{Hd} \quad (5.9)$$

$$F_H = 123,109 + 10,074$$

$$F_H = 133,183 \text{ N}$$

5.4.1.1 Horní větve dopravníku

Z důvodů nahrazení nosných válečků v horní větvi dopravníku kluznou deskou, je výpočetní vztah hlavních odporů upraven. Horní větev neobsahuje podpěrné válečky, proto není ve výpočtu uvažována hmotnost rotujících částí válečků a místo globálního součinitele tření je použit součinitel tření mezi pásem a kluznou deskou.

$$F_{Hh} = \mu_1 * l * g * (q_2 + q_1) * \cos \delta \quad (5.10)$$

$$F_{Hh} = 0,180 * 4,500 * 9,81 * (5,160 + 10,333) * \cos 0$$

$$F_{Hh} = 123,109 \text{ N}$$

5.4.1.2 Dolní větve dopravníku

$$F_{Hd} = f * l * g * [q_2 * \cos \delta + q_{rd}] \quad (5.11)$$

$$F_{Hd} = 0,020 * 4,500 * 9,81 * [5,160 * \cos 0 + 6,250]$$

$$F_{Hd} = 10,074 \text{ N}$$

Globální součinitel tření f byl stanoven na hodnotu $f = 0,02$ [-] jako základní hodnota pro pásové dopravníky dle [10].

$$q_{rd} = \frac{m_{rd} * n_d}{t_d} \quad (5.12)$$

$$q_{rd} = \frac{2,500 * 3}{1,200}$$

$$q_{rd} = 6,250 \text{ kg.m}^{-1}$$

5.4.2 Vedlejší odpory

$$F_N = F_b + F_{bA} \quad (5.13)$$

$$F_N = 46,061 + 0,103$$

$$F_N = 46,164 \text{ N}$$

5.4.2.1 Odpor ohybu pásu na bubnech

$$F_b = 9 * B * \left(140 + 0,01 * \frac{F'}{B}\right) * \frac{d}{D} \quad (5.14)$$

$$F_b = 9 * 1,200 * \left(140 + 0,01 * \frac{500}{1,200}\right) * \frac{0,00355}{0,120}$$

$$F_b = 46,061 \text{ N}$$

Odhadovaný tah v pásu F' byl předběžně stanoven na 500 N.

5.4.2.2 Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování

$$F_{bA} = q_1 * v * (v - v_0) \quad (5.15)$$

$$F_{bA} = 10,333 * 0,1 * (0,1 - 0)$$

$$F_{bA} = 0,103 \text{ N}$$

5.4.3 Odpor k překonání dopravní výšky

Odpor k překonání dopravní výšky, je způsobený zdviháním a klesáním dopravovaného materiálu. Jelikož je v tomto případě dopravník vodorovný, vyjde tato síla rovná nule.

$$F_{St} = q_1 * H * g \quad (5.16)$$

$$F_{St} = 10,333 * 0 * 9,81$$

$$F_{St} = 0 \text{ N}$$

5.5 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku

5.5.1 Potřebný výkon na poháněcím bubnu

Potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu je odvozen z obvodové hnací síly F_U a rychlosti dopravního pásu v [6].

$$P_A = F_U * v \quad (5.17)$$

$$P_A = 197,282 * 0,1$$

$$P_A = 19,728 \text{ W}$$

5.5.2 Potřebný výkon na motoru

Potřebný provozní výkon poháněcího motoru vychází z potřebného provozního výkonu na bubnu, do kterého je zahrnuta účinnost převodů η [6].

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} \quad (5.18)$$

$$P_M = \frac{19,728}{0,9}$$

$$P_M = 21,920 \text{ W}$$

5.6 Síly v pásu

5.6.1 Minimální tahová síla v pásu ve sbíhající větvi

$$F_{2,min} \geq F_U * \xi * \frac{1}{e^{\mu_2 * \varphi} - 1} \quad (5.19)$$

$$F_{2,min} \geq 197,282 * 1,3 * \frac{1}{e^{0,35 * 3,403} - 1}$$

$$F_{2,min} \geq 111,968 \text{ N}$$

5.6.2 Největší tah v pásu v nabíhající větvi

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U * \xi \left(\frac{1}{e^{\mu_2 * \varphi} - 1} + 1 \right) \quad (5.20)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 197,282 * 1,3 \left(\frac{1}{e^{0,35 * 3,403} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} \approx F_1 \approx 368,435 \text{ N}$$

Součinitel rozběhu ξ zahrnuje fakt, že obvodová síla je při rozběhu větší než při ustáleném chodu a byla zvolena dle normy [10].

$$\xi = 1,3 [-]$$

Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem byl zvolen pro hladký ocelový buben a suché stykové plochy.

Stav stykových ploch	Součinitel tření μ_2 jako funkce obložení bubnu			
	hladký ocelový buben	pryžové obložení	polyuretanové obložení	keramické obložení
suché	0,35 ÷ 0,4	0,4 ÷ 0,45	0,35 ÷ 0,4	0,4 ÷ 0,45
čisté a mokré	0,1	0,35	0,35	0,35 ÷ 0,4
mokré a znečištěné	0,05 ÷ 0,1	0,25 ÷ 0,3	0,2	0,35

Tab. 5.3 – Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem [10]

Úhel opásání poháněcího bubnu byl určen a převeden na radiány

$$\varphi = 195^\circ \rightarrow 3,403 \text{ rad}$$

$$\varphi = 195^\circ = 3,403 \text{ rad}$$

5.7 Velikost napínací síly

$$Z = 2 * (F_{2,min} + F_{Hd} - F_{St}) \quad (5.21)$$

$$Z = 2 * (111,968 + 10,074)$$

$$Z = 244,084 \text{ N}$$

5.8 Síla v nosné a vratné větvi

5.8.1 Síla v nosné větvi

$$F_1 = F_{max} \quad (5.22)$$

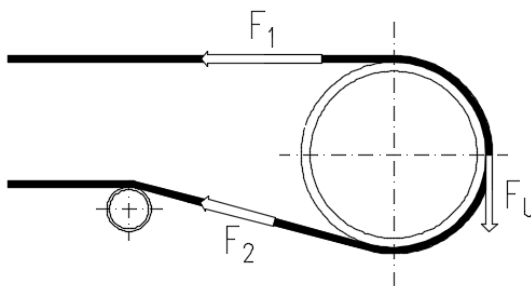
$$F_1 = 368,435 \text{ N}$$

5.8.2 Síla ve vratné větvi

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\varphi * \mu_2}} \quad (5.23)$$

$$F_2 = \frac{368,435}{e^{3,403 * 0,35}}$$

$$F_2 = 111,968 \text{ N}$$



Obr. 5.1 – Síly v nosné a vratné větvi [10]

5.9 Kontrola pevnosti dopravního pásu

5.9.1 Dovolенý tah v pásu

$$F_D = B * \sigma_{DOV} \quad (5.24)$$

$$F_D = 1200 * 8$$

$$F_D = 9600 \text{ N}$$

5.9.2 Pevnostní podmínka

$$F_1 \leq F_D \quad (5.25)$$

$$368,435 \leq 9600 \quad \text{Podmínka splněna}$$

6 Návrh jednotlivých částí dopravníku

6.1 Návrh pohonu dopravníku

6.1.1 Otáčky bubnu

$$n_B = \frac{v}{\pi * D} \quad (6.1)$$

$$n_B = \frac{0,1}{\pi * 0,120}$$

$$n_B = 0,265 \text{ s}^{-1}$$

$$n_B = 15,900 \text{ min}^{-1}$$

6.1.2 Volba motoru

Dle vypočtených parametrů byl jako pohon dopravníku zvolen elektromotor kuželovou převodovku od značky SEW.

Parametr	Hodnota	Jednotka
Označení	SEW – KA37DR63S4	
Jmenovité otáčky motoru	1380	[1.min ⁻¹]
Výstupní otáčky	16	[1.min ⁻¹]
Převodový poměr	83,69	[-]
Výkon motoru	0,12	[kW]
Výstupní kroutící moment	70	[N.m]
Typ připojení	hřídel s perem	-
Rozměr hřídele	25	[mm]
Napětí motoru	230/400	[V]
Frekvence	50	[Hz]
Krytí motoru	IP55	-
Hmotnost	16	[kg]

Tab. 6.1 – Parametry převodového motoru

6.1.3 Skutečná rychlost dopravníku

Z důvodu větších skutečných otáček bubnu byla přepočítána rychlost dopravního pásu.

$$v_{Skut} = n * \pi * D \quad (6.2)$$

$$v_{Skut} = 16 * \pi * 0,120$$

$$v_{Skut} = 0,1005 \text{ m.s}^{-1}$$

6.2 Výpočet přenosu kroutícího momentu pomocí hřídelového těsného pera

Přenos kroutícího momentu mezi elektromotorem a poháněcím bubnem pásového dopravníku bude uskutečněn pomocí pera. Dle průměru hřídele byla zvolena normalizovaná velikost průřezu pera a kontrolou měrného tlaku byla určena potřebná délka pera [7].

Průměr hřídele d_1 [mm]	Šířka pera b [mm]	Výška pera h [mm]
25	8	7

Tab. 6.2 – Normalizovaný průřez pera

6.2.1 Výpočet účinné délky pera

$$\frac{F_{pero}}{l'_{pero} * t_1} \leq p_D \quad (6.3)$$

$$l'_{pero} \geq \frac{F_{pero}}{p_D * t_1} \quad (6.4)$$

$$l'_{pero} \geq \frac{5\,017,921}{120\,375\,000 * 0,0029}$$

$$l'_{pero} \geq 0,014374 \text{ m}$$

Výpočet velikosti síly zatěžující pero je ve výpočtu (6.5) a dovolený tlak na náboj ve výpočtu (6.6).

$$F_{pero} = \frac{M_K}{\frac{d_1}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (6.5)$$

$$F_{pero} = \frac{70}{\frac{0,025}{2} + \frac{0,0029}{2}}$$

$$F_{pero} = 5\,017,921 \text{ N}$$

$$p_D = \frac{0,6 * \sigma_{Pt}}{k_{pero}} * c_{II} \quad (6.6)$$

$$p_D = \frac{0,6 * 535\,000\,000}{2} * 0,75$$

$$p_D = 120\,375\,000 \text{ Pa}$$

Hodnoty meze pevnosti materiálu v tahu σ_{Pt} , součinitele snížení napětí c_{II} a koeficientu bezpečnosti k_{pero} byly zvoleny dle strojnických tabulek [8].

6.2.2 Výpočet délky pera a kontrola kritického tlaku

$$l_{pero} = l'_{pero} + b \quad (6.7)$$

$$l_{pero} = 0,014374 + 0,008$$

$$l_{pero} = 0,022374 \text{ m}$$

$$l_{pero} = 22,374 \text{ mm} \rightarrow \text{normalizovaná délka} \rightarrow l_{pero} = 25 \text{ mm}$$

Výpočet velikosti kritického tlaku je ve výpočtu (6.8), kontrola velikosti kritického tlaku oproti dovolenému tlaku je ve výpočtu (6.9).

$$p_{krit} = \frac{F_{pero}}{l'_{pero} \cdot t_1} \quad (6.8)$$

$$p_{krit} = \frac{5\,017,921}{0,017 \cdot 0,0029}$$

$$p_{krit} = 101\,783\,387,400$$

$$p_{krit} \leq p_D \quad (6.9)$$

$$101\,783\,387,400 \leq 120\,375\,000 \quad \text{Podmínka splněna}$$

Dle strojnických tabulek [8] byl zvolen normalizovaný rozměr pera s označením:

PERO 8 x 7 x 25 ČSN 02 2562

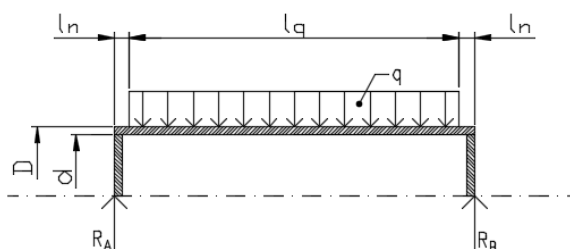
6.3 Návrh a výpočet bubnu dopravníku

6.3.1 Hlavní tělo bubnu

Jako tělo bubnu byl zvolen normovaný profil trubky dle normy ČSN EN 10219–1 o rozměrech TRØ121 x 4 z ocele 11 375 [24]. Tento profil byl zkontrolován na dovolené napětí v ohybu v místě největšího ohybového momentu.

6.3.1.1 Určení zatížení bubnu

Dopravní pás zatěžuje buben spojitým zatížením po celé šířce pásu. Spojité zatížení vyvolávají zatěžující síly v nosné a vratné větvi dopravníku.



Obr. 6.1 – Rozměry bubnu a vyznačení zatížení

$$q = \frac{F_1 + F_2 \cdot \cos 15^\circ}{l_q} \quad (6.10)$$

$$q = \frac{368,435 + 111,968 \cdot \cos 15^\circ}{1,200}$$

$$q = 397,156 \text{ N.m}^{-1}$$

6.3.1.2 Reakce na bubnu

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (6.11)$$

$$\sum F_{iy} = R_A - q \cdot l_q + R_B = 0 \quad (6.12)$$

$$\sum M_{iA} = -q \cdot l_q \cdot \left(l_n + \frac{l_q}{2}\right) + R_B \cdot (l_n + l_q + l_n) = 0 \quad (6.13)$$

$$R_B = \frac{q \cdot l_q \cdot \left(l_n + \frac{l_q}{2}\right)}{(l_n + l_q + l_n)} \quad (6.14)$$

$$R_B = \frac{397,156 \cdot 1,200 \cdot \left(0,02 + \frac{1,200}{2}\right)}{(0,02 + 1,200 + 0,02)}$$

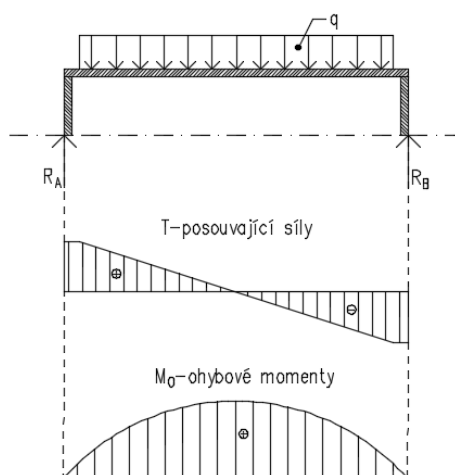
$$R_B = 238,294 \text{ N}$$

$$R_A = q \cdot l_q - R_B \quad (6.15)$$

$$R_A = 397,156 \cdot 1,200 - 238,294$$

$$R_A = 238,294 \text{ N}$$

6.3.1.3 Průběh posouvajících sil a maximální ohybový moment



Obr. 6.2 – Průběh posouvajících sil T a ohybových momentů M_0

$$T_{(A)} = R_A \quad (6.16)$$

$$T_{(A)} = 238,294 \text{ N}$$

$$T_{(X)} = R_A - q * \frac{l}{2} \quad (6.17)$$

$$T_{(X)} = 238,294 - 397,156 * \frac{1,200}{2}$$

$$T_{(X)} = 0 \text{ N}$$

$$T_{(B)} = R_A - q * l \quad (6.18)$$

$$T_{(B)} = 238,294 - 397,156 * 1,200$$

$$T_{(B)} = -238,2932 \text{ N}$$

Dle vypočtených posouvajících sil bylo zjištěno, že maximální ohybový moment je v polovině šířky bubnu, tedy v místě, kde posouvající síly mění znaménko.

$$M_{oX} = R_A * \left(l_n + \frac{l_q}{2} \right) - q * \frac{l_q}{2} * \frac{l_q}{4} \quad (6.19)$$

$$M_{oX} = 238,294 * \left(0,02 + \frac{1,200}{2} \right) - 397,156 * \frac{1,200}{2} * \frac{1,200}{4}$$

$$M_{oX} = 76,254 \text{ N.m}$$

6.3.1.4 Maximální ohybové napětí na bubnu

$$\sigma_{oX} = \frac{M_{oX}}{W_{oX}} \quad (6.20)$$

$$\sigma_{oX} = \frac{76,254}{4,163 * 10^{-5}}$$

$$\sigma_{oX} = 1\,831\,707,903 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{oX} = 1,832 \text{ MPa}$$

$$W_{oX} = \frac{\pi}{32} * \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (6.21)$$

$$W_{oX} = \frac{\pi}{32} * \frac{0,121^4 - 0,113^4}{0,121}$$

$$W_{oX} = 4,163 * 10^{-5}$$

6.3.1.5 Koeficient bezpečnosti v ohybu v místě maximálního ohybového momentu

$$k_X = \frac{\sigma_{oDOV}}{\sigma_{oX}} \quad (6.22)$$

$$k_X = \frac{70}{1,832}$$

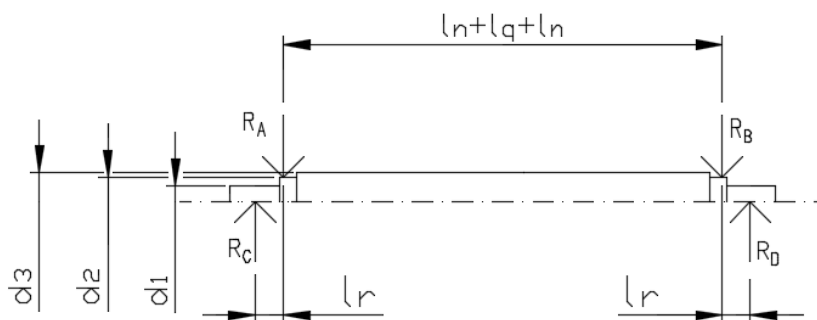
$k_X = 38,210$ Koef. bezpečnosti je dostatečně vysoký, zvolený profil vyhovuje

6.3.2 Hřídel bubnu

Na zhotovení hřídele byla zvolena normovaná kruhová tyč dle normy ČSN EN 10060 o rozměrech Ø45 z ocele 11 375 [24]. Tato tyč byla zkontrolována na dovolené napětí v ohybu v místě největšího ohybového momentu.

6.3.2.1 Určení sil působících na hřídel

Na hřídel je přenášeno zatížení z trubky bubnu přes čela bubnu v místech zavedených reakčních sil R_A a R_B o velikosti těchto sil.



Obr. 6.3 – Rozměry hřídele a vyznačení zatěžujících sil

$$R_A = 238,294 \text{ N}$$

$$R_B = 238,294 \text{ N}$$

$$d_1 = 30 \text{ mm} = 0,030 \text{ m}$$

$$d_2 = 40 \text{ mm} = 0,040 \text{ m}$$

$$d_3 = 45 \text{ mm} = 0,045 \text{ m}$$

6.3.2.2 Reakce na hřídeli

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (6.23)$$

$$\sum F_{iy} = R_C - R_A - R_B + R_D = 0 \quad (6.24)$$

$$\sum M_{iA} = -R_A * l_r - R_B * (l_r + l_n + l_q + l_n) + R_D * (l_r + l_n + l_q + l_n + l_r) = 0 \quad (6.25)$$

$$R_D = \frac{R_A \cdot l_r + R_B \cdot (l_r + l_n + l_q + l_n)}{(l_r + l_n + l_q + l_n + l_r)} \quad (6.26)$$

$$R_D = \frac{238,294 \cdot 0,050 + 238,294 \cdot (0,050 + 0,020 + 1,200 + 0,020)}{(0,050 + 0,020 + 1,200 + 0,020 + 0,050)}$$

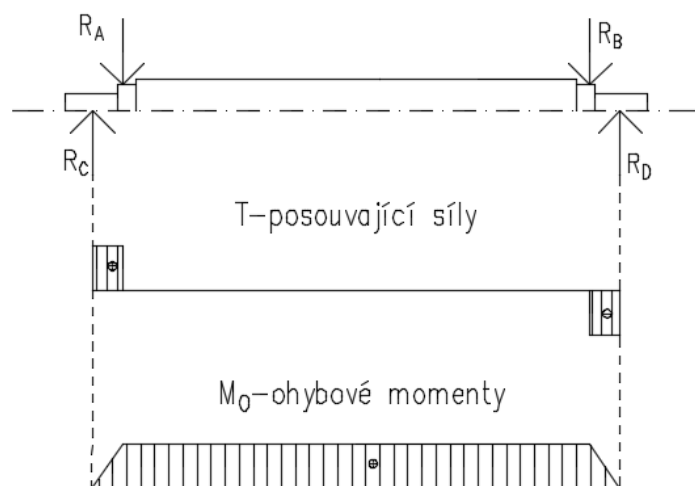
$$R_D = 238,294 \text{ N}$$

$$R_C = R_A + R_B - R_D \quad (6.27)$$

$$R_C = 238,294 + 238,294 - 238,294$$

$$R_C = 238,294 \text{ N}$$

6.3.2.3 Průběh posouvajících sil a ohybových momentů



Obr. 6.4 – Průběh posouvajících sil T a ohybových momentů M_0

$$T_{(C)} = R_C \quad (6.28)$$

$$T_{(C)} = 238,294 \text{ N}$$

$$T_{(A)} = R_C - R_A \quad (6.29)$$

$$T_{(A)} = 238,294 - 238,294$$

$$T_{(A)} = 0 \text{ N}$$

$$T_{(B)} = R_C - R_A - R_B \quad (6.30)$$

$$T_{(B)} = 238,294 - 238,294 - 238,294$$

$$T_{(B)} = -238,294 \text{ N}$$

$$T_{(D)} = R_C - R_A - R_B + R_D \quad (6.31)$$

$$T_{(D)} = 238,294 - 238,294 - 238,294 + 238,294$$

$$T_{(D)} = 0 \text{ N}$$

$$M_{o(C)} = R_C * 0 \quad (6.32)$$

$$M_{o(C)} = 238,294 * 0$$

$$M_{o(C)} = 0 \text{ N.m}$$

$$M_{o(A)} = R_C * l_r \quad (6.33)$$

$$M_{o(A)} = 238,294 * 0,05$$

$$M_{o(A)} = 11,915 \text{ N.m}$$

$$M_{o(B)} = R_C * (l_r + l_n + l_q + l_n) - R_A * (l_n + l_q + l_n) \quad (6.34)$$

$$M_{o(B)} = 238,294 * (0,05 + 0,02 + 1,200 + 0,02) - 238,294 * \\ * (0,02 + 1,200 + 0,02)$$

$$M_{o(B)} = 11,915 \text{ N.m}$$

$$M_{o(D)} = R_C * (l_r + l_n + l_q + l_n + l_r) - R_A * (l_n + l_q + l_n + l_r) - R_B * l_r \quad (6.35)$$

$$M_{o(D)} = 238,294 * (0,050 + 0,020 + 1,200 + 0,020 + 0,050) - 238,294 * \\ * (0,020 + 1,200 + 0,020 + 0,050) - 238,294 * 0,050$$

$$M_{o(D)} = 0 \text{ N.m}$$

Dle vypočtených posouvajících sil a ohybových momentů bylo zjištěno, že maximální ohybový moment je mezi zatěžujícími silami R_A a R_B . Maximální ohybový moment působí na průměry hřídele d_2 a d_3 . Kontrola napětí bude provedena na menší průměr, tedy na průměr d_2 .

6.3.2.4 Maximální ohybové napětí na hřídeli

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{o(A)}}{W_{oA}} \quad (6.36)$$

$$\sigma_{oA} = \frac{11,915}{6,283 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{oA} = 1\,896\,387,076 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{oA} = 1,896 \text{ MPa}$$

$$W_{oA} = \frac{\pi \cdot d_z^3}{32} \quad (6.37)$$

$$W_{oA} = \frac{\pi \cdot 0,04^3}{32}$$

$$W_{oA} = 6,283 \cdot 10^{-6}$$

6.3.2.5 Koeficient bezpečnosti v ohybu v místě maximálního ohybového momentu

$$k_A = \frac{\sigma_{oDOV}}{\sigma_{oA}} \quad (6.38)$$

$$k_A = \frac{70}{1,896}$$

$$k_A = 36,920 \text{ Koef. bezpečnosti je dostatečně vysoký, zvolený profil vyhovuje}$$

6.4 Návrh a výpočet ložisek

Pro uložení hřídele bubny bylo zvoleno čtvercové přírubové ložisko pro průměr hřídele 30 mm. Toto ložisko bude použito na obou stranách hřídele. Pro vybrané ložisko bude zvolena a následně ověřena výpočtem hodinová trvanlivost.

Požadovaná trvanlivost – $L_{hpož} = 15\,000$ hod [7].

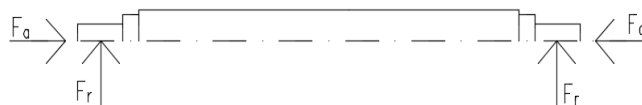
6.4.1 Volba ložiska

Parametr	Označení	Hodnota
Typ ložiska	Čtvercové přírubové ložisko	
Označení ložiska	SKF FYK 30 TD	
Průměr hřídele	d_1	30 mm
Základní dynamická únosnost	C	19,5 kN
Základní statická únosnost	C_0	11,2 kN
Mezní otáčky		1200 min^{-1}

Tab. 6.3 – Vybrané parametry zvoleného ložiska [22]

6.4.2 Určení reakcí v ložiscích

Pro výpočet ložisek budou použity síly působící v místech uložení ložisek, které již byly vypočteny při návrhu hřídele bubnu.



Obr. 6.5 – Vyznačení reakcí v ložiscích na hřídeli

$$R_C = F_r = 238,294 \text{ N}$$

$$R_D = F_r = 238,294 \text{ N}$$

$$F_a = 0 \text{ N}$$

6.4.3 Určení koeficientů X a Y

Součinitelé X a Y podle poměru F_a / F_r podle koeficientu e byly zjištěny ze strojnických tabulek [8].

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{238,294} = 0 < e \rightarrow X = 1; Y = 0 \quad (6.39)$$

6.4.4 Dynamické ekvivalentní zatížení

$$F_e = X * F_r + Y * F_a \quad (6.40)$$

$$F_e = 1 * 238,294 + 0 * 0$$

$$F_e = 238,294 \text{ N}$$

6.4.5 Výpočet základní trvanlivosti a porovnání s požadovanou trvanlivostí

Mocnitel dle druhu ložiska $p = 3$ [8].

$$L_h = \frac{16\,666}{n} * \left(\frac{C}{F_e}\right)^p \quad (6.41)$$

$$L_h = \frac{16\,666}{16} * \left(\frac{19\,500}{238,294}\right)^3$$

$$L_h = 570\,789\,409,7 \text{ hod}$$

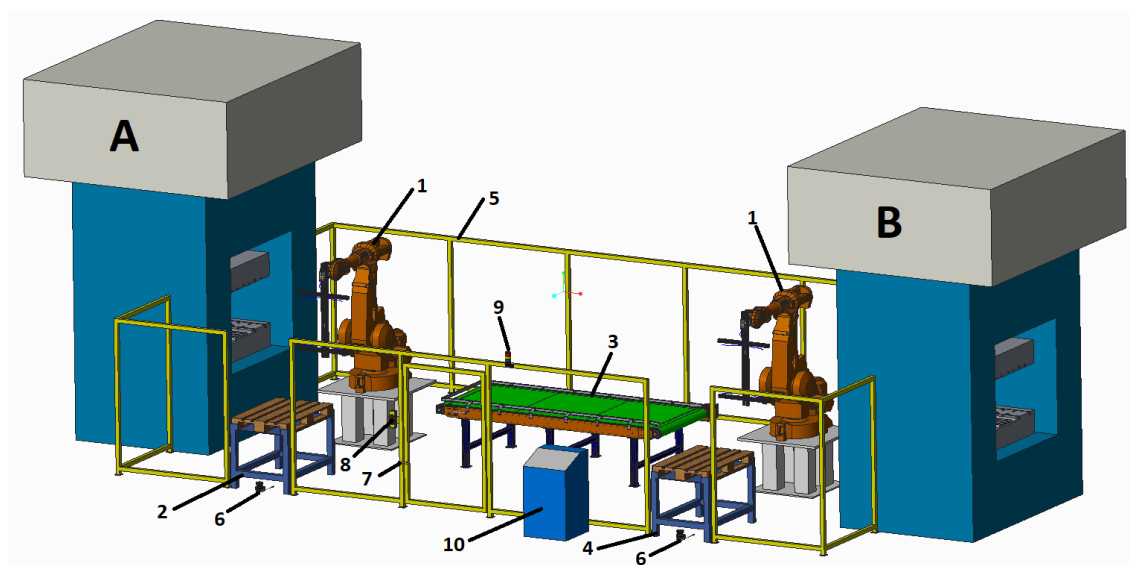
$$L_{hpož} < L_h \quad (6.42)$$

$15\,000 < 570\,789\,409,7$ Podmínka splněna, ložisko vyhovuje.

7 Návrh pracoviště

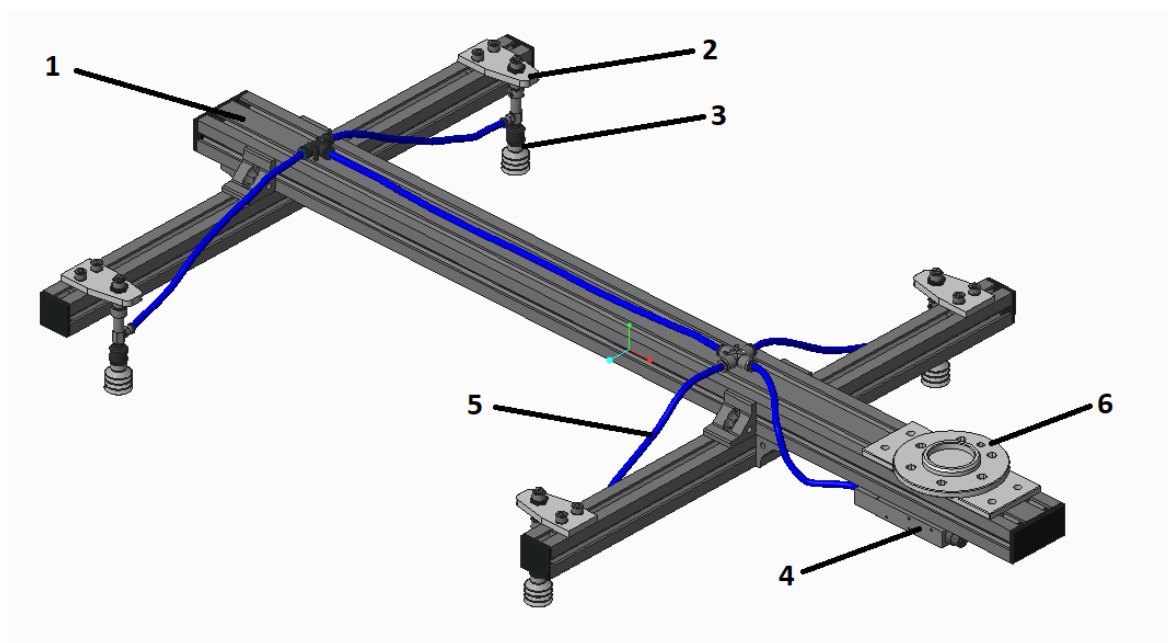
Na pracoviště byl ke každému lisu doplněn průmyslový robot (1) od firmy ABB. Robot u prvního lisu (A) odebírá materiál z palety se vstupním polotovarem (2), vloží ho do lisu a po odlisování první operace položí výlisek na dopravník (3). Dopravníkem je výlisek přepraven ke druhému robotu (1), který vloží výlisek do druhého lisu (B), kde se provede druhá operace. Poté výlisek robot vyjme a uloží na paletu s hotovými výlisky (4). Po odlisování nastaveného počtu kusů se pracoviště zastaví, obsluha musí vyměnit palety s materiálem a uvést pracoviště opět do provozu.

Z hlediska bezpečnosti je pracoviště ohraničeno ochranným plotem (5) ze stavebnicových prvků. Laserovými senzory (6) SICK u obou palet s materiálem, kde snímají prostor před paletou o poloměru 1m (vyznačeno barevně na podloze), a v případě, že někdo vstoupí do snímaného prostoru, provoz se zastaví. Vstupní dveře do pracovního prostoru jsou vybaveny koncovým snímačem (7) SICK, které hlídá otevření dveří a v případě, že jsou dveře během provozu otevřeny, pracovní proces se opět zastaví. Vedle dveří je dále umístěn modul (8) s tlačítkem STOP pro nouzové zastavení provozu pracoviště a tlačítkem RESET pro opětovné uvedení pracoviště do chodu. Pracoviště je dále vybaveno signálním barevným sloupem (9), který signalizuje stav pracoviště pomocí třech barev. Červená barva signalizuje pracovní chod, oranžová zastavení z důvodu potřeby výměny materiálu, seřízení strojů, případně poruchy a zelená, že je pracoviště zastaveno. Řízení celého pracoviště provádí operátor z ovládacího panelu (10).



Obr. 7.1 – Popis pracoviště

Pro manipulaci s materiálem byl navržen efektor pro průmyslový robot. Rám efektoru je z hliníkových stavebnicových profilů (1), které jsou spojeny spojkami a šrouby. Na rámu jsou pomocí držáku přísavek (2) přišroubovány pneumatické přísavky (3), se schopností úhlového natočení, které slouží k uchycení objektu manipulace, tedy výlisku. Pro vytvoření podtlaku je efektor vybaven ejektorem (4), který je s přísavkami propojen PVC hadičkami (5) a šroubením tvaru X a T. Pro připojení k robotu slouží interface (6). Výhodou celé konstrukce je snadná a rychlá přestavitelnost roztečí přísavek podle typu objektu manipulace.



Obr. 7.2 – Popis konstrukce efektoru

8 Závěr

Úkolem bakalářské práce bylo navrhnout systém mezioperační přepravy na pracovišti mezi dvěma lisy.

První část se věnuje aktuálnímu stavu pracoviště, na kterém má být řešena přeprava. Byl vytvořen model a popsán současný způsob fungování pracoviště. Dále byla provedena analýza možností mezioperační přepravy. Byl stanoven požadavkový list, na základě kterého byly navrženy 3 odlišné varianty možného řešení. Pro navržené varianty byly zvoleny hodnotící kritéria, mezi kterými byla určena váha významnosti metodou porovnávání v trojúhelníku párů. Vícekriteriální analýzou byl jako optimální varianta vyhodnocen pásový dopravník.

Druhá část se zabývá vlastním konstrukčním návrhem pásového dopravníku. Samotný návrh začíná stanovením provozních specifikací dopravníků, které určily rychlost a dopravní výkon dopravníku, počet kusů a jejich uspořádání na dopravním pásu a celkovou hmotnost dopravovaného materiálu. Tyto hodnoty byly důležité pro výpočet obvodové síly na poháněcím bubnu, potřebného výkonu na pohonu dopravníku, sil v nosné a vratné větvi a výpočet napínací síly. Na základě výpočtů byl vybrán dopravní pás, elektromotor s převodovkou, hřídelová spojka a ložiska. Po výpočtové části byly navrženy jednotlivé konstrukční prvky. U návrhu byly pevnostně zkontrolovány hřídele a trubky bubnů. Pásový dopravník byl následně zpracován ve formě 3D modelu v software Creo Parametric od PTC, ze kterého byla vytvořena výkresová dokumentace.

V poslední části bylo řešeno robotizování pracoviště. Byly vybrány průmyslové roboty, navržen pneumatický efektor, oplocení pracoviště a přidány bezpečnostní prvky. Pro pracoviště byl vytvořen 3D model, popis jednotlivých prvků a popis způsobu fungování.

Seznam použité literatury

- [1] BURKOVIČ, Jan. *Mechanizace a automatizace výrobních zařízení*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0513-8.
- [2] HLAVENKA, Bohumil. *Manipulace s materiálem: (systémy a prostředky manipulace s materiálem)*. 3. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1990. ISBN 80-214-0068-4.
- [3] KÁRNÍK, Ladislav. *RTP – navrhování a praktické aplikace*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2012.
- [4] KÁRNÍK, Ladislav. *Periferní zařízení RTP*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2006. ISBN 80-248-1221-5.
- [5] POLÁK, Jaromír. *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [6] MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení (řešené příklady)*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1993. ISBN 80-7078-165-3.
- [7] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů – strojní součásti: učebnice pro střední průmyslové školy*. Vyd. 2. Praha: Computer Press, 2003. Edice strojaře. ISBN 80-7226-311-0.
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

Seznam použitých norem

- [9] ČSN 26 3007 *Zařízení pro plynulou pásovou dopravu nákladů: Pásové dopravníky – řady základních parametrů a rozměrů*. Praha: Český normalizační institut, 1993.
- [10] ČSN ISO 5048 (26 3007) *Zařízení pro plynulou pásovou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky – výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994.

Seznam použitých zdrojů na internetu

- [11] EULIFT manipulační a skladová technika [online]. [cit. 2016-10-28]. Dostupné z WWW: <https://eulift.cz>
- [12] MECALUX logismarket [online]. [cit. 2016-10-29]. Dostupné z WWW: <https://www.logismarket.cz>
- [13] LINDE Material Handling [online]. [cit. 2018-4-19]. Dostupné z WWW: <https://www.linde-mh.com>
- [14] DAIFUKU Always an Edge Ahead [online]. [cit. 2016-10-29]. Dostupné z WWW: <http://www.daifuku.com>

- [15] SYSTEM Logistics [online]. [cit. 2016-10-29]. Dostupné z WWW: <http://www.system-agv.com>
- [16] BEEWATEC Procesy spojené s flexibilitou [online]. [cit. 2016-10-29]. Dostupné z WWW: <http://www.beewatec.cz>
- [17] EGEMIN Automation [online]. [cit. 2016-10-29]. Dostupné z WWW: <http://www.egeminusa.com>
- [18] JBT Automatic Guided Vehicles [online]. [cit. 2016-10-29]. Dostupné z WWW: <http://www.jbtc-agv.com>
- [19] CEIT Průmyslová automatizace [online]. [cit. 2016-10-29]. Dostupné z WWW: <http://www.ceit-cz.cz>
- [20] TMT spol. s r.o. [online]. [cit. 2016-10-07]. Dostupné z WWW: <http://www.tmt.cz>
- [21] DAS spol. s r.o., *transportní a manipulační zařízení* [online]. [cit. 2016-10-07]. Dostupné z WWW: <http://www.dasfm.cz>
- [22] SKF [online]. [cit. 2016-10-07]. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com>
- [23] GUMEX spol. s r.o. [online]. [cit. 2017-10-15]. Dostupné z WWW: <https://www.gumex.cz>
- [24] FERONA a.s., *velkoobchod s hutním materiálem* [online]. [cit. 2017-11-05]. Dostupné z WWW: <http://www.ferona.cz>

Seznam příloh

1. CD – ROM
 - Bakalářská práce
 - Modely pracoviště a dopravníku
 - Výkresová dokumentace
2. Výkresy
 - D000000 Dopravník
 - D010000 Rám dopravníku
 - D011000 Noha C
 - D011100 Noha W
 - D011110 Noha nosníku

- D011120 Čelo nohy
- D011130 Vzpěra rámu 2
- D011200 Noha malá W
- D011210 Podstava nohy
- D011220 Noha malá
- D011300 Příložka
- D012000 Nosník pravý W
- D012100 Nosník pravý
- D012200 Kostka napínání
- D014000 Vzpěra rámu 1
- D020000 Hnací buben C
- D021000 Hnací buben
- D021100 Hnací hřídel
- D021200 Čelo bubnu
- D021300 Trubka bubnu
- D022000 Držák bubnu 1C
- D022100 Držák bubnu 1
- D023000 Držák bubnu 2C
- D023100 Držák bubnu 2
- D030000 Vratný buben C
- D031000 Vratný buben
- D031100 Vratný hřídel
- D032000 Držák bubnu 3C
- D032100 Držák bubnu 3W
- D032110 Držák bubnu 3

- D032120 Kostka napínání 1
- D040000 Vedení C
- D041000 Vedení
- D042000 Držák vedení
- D043000 Spojovací člen
- D044000 Vedení krátké
- D050000 Kluzný plech 1
- D060000 Kluzný plech 2